№ 3 Warszawa, 25 marca 1937 r. Rok XV

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

INŻ. DR WŁODZIMIERZ BURZYŃSKI, Prof. Politechniki Lwowskiej.

W SPRAWIE OBLICZENIA CIENKOŚCIENNYCH WALCZAKÓW NITOWANYCH.

(Por. Technika Cieplna, 1937, str. 21)

Gdy połączenie jest typu $\mu = 1$ jedno z wyprężeń q', q'' nie istnieje, a pozostałym jest po prostu q; w typie $\mu = 2$ jest $q' = q'' = \frac{1}{2} q$, czyli i tu wystarczy rozpatrzyć jeden wykres. W wypadkach jednak asymetrycznych połączeń dwuprzykładkowych jest $q' \neq q''$ czyli należy badać dwie funkcje. Pola odnośnych wykresów wynoszą S'_0 i S''_0. Suma tych pól wynosi S_0; ich stosunku nie możemy na drodze naszych bardzo ogólnych rozważań tutaj wykryć Prawdopodobnie jednak i ten fakt będzie można znormalizować.

Nasze wywody nie pozwalają nam ustawić żadnych proporcji liczebnych. Mimo wszystko jednak możemy na ich podstawie wysnuć dalsze wnioski, które posłużą nam nieco później do kontroli np. kilkakrotnie już potrącanych przepisów. Wyobraźmy sobie obecnie, że ustalimy zbiór wykresów q', q, q'' znalezionych tym razem dla pewnych szczególnych wartości S_0; mianowicie w każdym z nich względnie w każdej parze z nich dla rzędnej maksymalnej obierzemy wartość nieprzekraczalną q^*. Możemy nieco ogólniej założyć, że dla każdego typu (μ, ε) połączenia ustalamy swoistą wartość q^*. Zajmiemy się teraz połączeniami tylko jednego typu Od jednego połączenia do drugiego tego samego typu przejdziemy najprościej w ten sposób, iż zmienimy jedynie długość połączenia z $l = l_1$ na $l = l_2$ a resztę wymiarów pozostawimy bez zmiany. Rzędne $q(u)$ pierwszego modelu nazwijmy $q_1(u)$, grugiego zaś $q_2(u)$. Oznaczmy jeszcze $\int_{u_0}^{u} q_j \,.\, du = Q_j^*(u - u_0)$ i przejdźmy do zapowiedzianych wniosków. Otóż, jeśli jest $l_2 > l_1$, to też jest $Q_2^*(l_2) > Q_1^*(l_1)$ czyli w wyłożonych warunkach z wzrostem długości połączenia l rośnie siła $Q^*(l)$ przenoszona przez nie. Ten rezultat jest tak oczywisty, że zrazu wydaje się tu zbędnym. Chodzi jednakże o tempo wzrostu funkcji $Q^*(l)$. Otóż z uwagi na wydłużanie się nie dawno omawianej charakterystycznej partii $q(u)$ i obniżanie wartości jej rzędnych a nadto z powodu założenia stałej wartości q^* dla rzędnej maksymalnej wzrost ten jest zrazu silny a potem coraz to słabszy i w końcu zanika. Innymi słowy funkcja $Q^*(l)$ z wzrostem l zdąża asymptotycznie do wartości Q^* przy danych grubościach e', e, e'' nieprzekraczalnej dla danego typu połączenia. Jednostkowy udźwig $\frac{Q^*(l)}{l}$ maleje z wzrostem l asymptotycznie do zera. Praktyczny wniosek jaki możemy stąd wyciągnąć jest niezmiernie prosty: Nie ma żadnego celu ograniczać długość połączenia, albowiem z natury rzeczy zagadnienie samo kładzie kres nadmiernemu wydłużaniu. Jest to tym bardziej oczywiste, że chwilowo nie zauważyliśmy dodatkowego ograniczenia rachunku. Oto udźwig styczny równoważy się z napięciem ścianki. Gdy nieprzekraczalną wartość naprężenia normalnego oznaczymy przez s^*, a odnośną siłę rozciągającą $e \,.\, s^*$ przez S_0^*, to maksymalną długość połączenia $l = l_0$ znajdziemy z warunku $Q^*(l) = S_0^*$. Niepomiernie ciekawszy wniosek wysnuć możemy odcinając w obu opisanych połączeniach tę samą licząc od początku u_0 długość $u - u_0$. Wykorzystując znów właściwości wykresu q znajdziemy dla $l_2 > l_1 \geq u - u_0$ rezultat $Q_2^*(u - u_0) < Q_1^*(u - u_0)$ lub w szczególności $Q_2^*(l_1) < Q_1^*(l_1)$. Wniosek ten stanie się szczególnie jasnym, gdy za $u - u_0$ obierać będziemy długość przekraczającą partię małych rzędnych w wykresie dłuższym; odnośny przekrój w wykresie krótszym będzie już leżał w obrębie rzędnych z powrotem narastających. Wniosek ten w sposób bardzo wyraźny zwraca uwagę na marnotrawstwo wynikające ze zbędnego stosowania za długich połączeń przy równoczesnym niewyzyskaniu dopuszczonej wartości q^*. Widzimy bowiem, że na całkowitej długości

l_1 połączenia krótszego przenieść możemy większą siłę aniżeli na takiej samej długości l_1 odciętej w połączeniu dłuższym l_2. Zatem wniosek o spadku udźwigu jednostkowego nabiera obecnie dodatkowego, odmiennego ale uzupełniającego znaczenia. Oba nasze wnioski wyprowadzone dla naszego modelu nie trudno będzie przenieść zmieniając tylko szatę matematyczną na zachowanie się istotnego połączenia. Zrobimy to nieco później. Wpierw załatwimy jeszcze inną sprawę.

Wykres $q(u)$ możemy skonstruować też dla innych warunków zewnętrznych aniżeli przed chwilą. Bardzo wskazanym jest zestawić zbiór wykresów $q(u)$ dla stałej wartości $\varphi=1$ siły S_0, przypadającej na jednostkę długości połączenia Jeśli uda się znormalizować cechy charakterystyczne takiego zbioru wykresów dla połączeń normalnych to obliczenie zarówno tego rodzaju połączeń jak i wszelkich innych będzie definitywnie załatwione. Tak np ze zbioru diagramów $q(u)$ połączeń zwyczajnych można bardzo łatwo skonstruować diagram $q_*(u)$ dla połączenia z wykrojem czy to zewnętrznym czy — w praktyce niedopuszczalnym — wewnętrznym. Również potrafimy przy użyciu takiego zespołu załatwić pokrewny wypadek, w którym wprawdzie faktycznych wykrojów nie ma ale są zewnętrzne lub wewnętrzne nieużytki pola styku z powodu stosowania nierówności $\alpha_k > \beta^*$ to znaczy przy nadmiernie dużych odstępach nitowych $t_k = \alpha_k d_k$ w tym czy innym rzędzie. Nie będziemy z braku miejsca zbyt rozwijać sensu tych zapewnień. Dla przykładu pokażemy jak można znaleźć funkcję $q_*(u)$ dla wypadku zewnętrznego wykroju ograniczonego krzywą $w_0(b)$, gdzie b oznacza zmienną długość wykroju, mierzoną równolegle do t. Zakładamy przy tym, że w_0 jest jednowartościową funkcją b; jest to przypadek mający w praktyce jedynie znaczenie. W miejscu b z przedziału $<0, t>$ wytnijmy pasek szerokości elementarnej db i wyjmijmy z oznaczonego zbioru odnośne diagramy q' i q''. Są to funkcje miejsca u a nadto wielkości w_0, która zmieniła swój niedawny charakter parametru na dodatkową zmienną. Nakładając na siebie w sposób ciągły wszelkie przynależne kształtowi wykroju funkcje $q'(w_0, u)$ i $q''(w_0, u)$ znajdziemy wykresy przeciętne dla połączenia z wykrojem jako obrazy funkcji

$$q_*'(u) = \frac{1}{t}\int_0^t q'(w_0, u)\,.\,db,$$

$$q_*''(u) = \frac{1}{t}\int_0^t q''(w_0, u)\,.\,db.$$

Oczywiście cecha wykresów użytych jest zachowaną, bo jest $\int_{u^0}^{u_{r+1}} (q'_* + q''_*)\,.\,du = \varphi = 1.$

Widzimy — oceniając rzecz praktycznie —, że zastosowanie połączeń z wykrojami wymaga dodatkowego rachunku, choćby tak uproszczonego jak powyższy. Przepisy załatwiają tę rzecz zbyt tolerancyjnie pozwalając obliczać takie połączenie jak normalne Skoro już mowa o jakimś uproszczeniu, zwrócimy na nie wyraźniej uwagę. Funkcje q' i q'' zależą w naszych rezultatach tylko od u. Jest to identyczne ze stwierdzeniem względnie przyjęciem, że nierównomierności naprężeń q' i q'' tudzież s wzdłuż t mogą być pominięte, a ich średnie wartości użyte za wystarczającą podstawę rachunku. Zapowiedź takiego prostego obliczenia dla połączenia z wykrojem podaliśmy już wcześniej. Trzeba jednak zważyć, że wprawdzie pominięcie niejednostajności w kierunku t było przez nas umotywowane już na wstępie pierwszej części artykułu, jednakże na myśli mieliśmy przede wszystkim wypadki normalne; tutaj zaś nierównomierność rozkładu sił wynika nie tylko z obecności otworów nitowych, jak w każdym połączeniu, lecz także z kształtu sfazowanej łubki. Stosując przeto tego rodzaju uproszczoną metodę należałoby o kilka procent obniżyć zarówno σ^* jak i τ^* względnie — w języku naszego modelu — q^* i s^*. Sądzę, że jest to najprostsze wyjście, albowiem dokładniejsze obliczenie — jak łatwo wykazać— wymagałoby zbadania osobnego zamiast dwóch wykresów q'_* i q''_* ponad $\frac{n}{2}$ wykresów podobnych Dalsze nasze rozważania przeprowadzone będą dla wypadków normalnych; w rezultacie powyższego wywodu tylko scharakteryzowany wyżej dodatek rachunkowy dzieli nas od dosłownego przeniesienia wyników tych rozważań na przypadki anormalne.

Przechodząc do zużytkowania zbioru wykresów $\varphi=1$ dla rozwiązania obliczenia połączenia wprowadzimy następujące oznaczenia:

$$\left.\begin{aligned}
\varphi'_k &= \int_{u_{k-1,\,k}}^{u_{k,\,k+1}} q'(u)\,.\,du,\\
\varphi''_k &= \int_{u_{k-1,\,k}}^{u_{k,\,k+1}} q''(u)\,.\,du,\\
\varphi'_k &+ \varphi'_k = \varphi_k\\
\varphi'_{k-1,\,k} &= \int_{u_{k-1}}^{u_k} q'(u)\,.\,du,\\
\varphi''_{k-1,\,k} &= \int_{u_{k-1}}^{u_k} q''(u)\,.\,du,\\
\varphi'_{k-1,\,k} &+ \varphi''_{k-1,\,k} = \varphi_{k-1,\,k}
\end{aligned}\right| \quad (15)$$

$$\left.\begin{aligned} \psi &= \int_0^w q(w)\,.\,dw, \quad q = q' + q'', \\ c_k &= mn\left(\frac{\varphi_k}{2\varphi'_k}, \frac{\varphi_k}{2\varphi''_k}\right) \end{aligned}\right| \quad (15)$$

przy czym symbol mn oznacza wartość mniejszą z dwóch. Między podanymi oznaczeniami istnieją zrozumiałe związki:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{r} \varphi_i \quad \varphi = 1, \\ &\sum_{i=1}^{r+1} \varphi_{i-1,\,i} = \sum_{i=0}^{r} \varphi_{i,\,i+1} = \varphi = 1 \\ &\psi_{k-1,\,k} = 1 - \sum_{i=0}^{k-1} \varphi_i = \sum_{i=k}^{r} \varphi_i, \\ &\psi_k = 1 - \sum_{i=0}^{k-1} \varphi_{i,\,i+1} = \sum_{i=k}^{r} \varphi_{i,\,i+1} \end{aligned}\right| \quad (16)$$

Wyrażenia podane w zestawieniach (15) czy związkach (16) należy pomnożyć przez S_0 gdy siła rozciągająca będzie od jednostki różną; baczyć przy tym należy, że S_0 jest siłą odniesioną do jednostki długości połączenia. W tych warunkach odjemnik równania (14) da się doprowadzić do postaci:

$$\frac{1}{e}\int_{u_0}^{u} S_0\,.\,q(u)\,.\,du =$$

$$= \frac{S_0}{e}\,.\left(\int_{u_0}^{u_{r+1}} q(u)\,.\,du - \int_{u}^{u_{r+1}} q(u)\,.\,du\right) =$$

$$= s_0\,.\left(\varphi - \int_0^w q\,(w)\,.\,dw\right) = s_0(1-\psi)$$

czyli z równania tego otrzymujemy:

$$s = s_0\,.\,\psi, \qquad s_k = s_0\,.\,\psi_k \quad . \quad . \quad (17)$$

Jeśli nasz model może posłużyć do obliczenia naprężeń σ w połączeniu z otworami, to zważywszy, iż dla $u = u_0$ jest $\sigma = \sigma_0 = s_0$, znajdziemy dla przekrojów u czyniących zadość nierówności $u_k + \frac{d_k}{2} < u < u_k - \frac{d_k}{2}$ wzór $\sigma = \sigma_0\,.\,\psi$, dla pozostałych zaś u, więc w szczególności dla $u = u_k$ wzór skorygowany obecnością zwężenia: $\sigma_k = \sigma_0\,.\,\psi\,.\,\frac{t_k}{t_k - d_k}$, który można też przedstawić przy skrócie:

$$z_k = \frac{t_k - d_k}{t_k}\,.\,\frac{1}{\psi_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

w postaci:

$$\sigma_k = \frac{\sigma_0}{z_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

Gdy dopuszczalną wartość naprężenia normalnego oznaczymy przez σ^* musi być $\sigma_k \leq \sigma^*$. Wytłumaczyć w tym miejscu musimy, że nadaliśmy współczynnikowi przy σ_0 w formule (19) ułamkową postać z pewnych powodów, które w swoim czasie wyjdą na jaw; oczywiście wiemy, że z punktu widzenia matematycznej ortografii jest to budowa nieodpowiednia. Zwężenie przekroju spowodowało podwyższenie naprężenia normalnego. Na wielkość naprężeń zastępczych obecność otworów w polu styku nie wpływa. Uwzględniając, że wyznaczone ilości przekrojów nośnych nitów odnoszą się do długości t znajdujemy:

$$n_k'\,\tau_k'\,d_k^2 = \frac{4}{\pi}\,.\,S_0\,.\,t\,.\,\varphi_k',$$

$$n_k''\,\tau_k''\,d_k^2 = \frac{4}{\pi}\,.\,S_0\,.\,t\,.\,\varphi_k'' \quad . \quad . \quad (20)$$

Dla połączeń $\mu = 1$ jedno z równań (20) odpada a w pozostałym można górne znaczki opuścić. Gdy połączenie przynależy do typu $\mu = 2$ jest $n_k' = n_k'' = \frac{n_k}{2}$, $\varphi_k' = \varphi_k'' = \frac{\varphi_k}{2}$ więc $\tau'_k = \tau''_k = \tau_k$ czyli znów wystarczy rozpatrzyć tylko jedno z równań (20) pomijając zbędne znaczki górne. W pozostałych wypadkach połączeń ma każde z równań (20) odrębne znaczenie i każde też należy badać oddzielnie. Możemy tu zmienić dwie te formuły na inne dwie. W obrębie nitów dwuciętych jest $n_k' = n_k'' = \frac{n_k}{2}$ uwzględniając to, nadto określenia (7) i (15) znajdziemy z dodania stronami wzorów (20) znów związek:

$$n_k\,\tau_k\,d_k^2 = \frac{4}{\pi}\,.\,S_0\,.\,t\,.\,\varphi_k. \quad . \quad . \quad (21)$$

znaleziony przed chwilą dla wypadków $\mu = 1$ tudzież $\mu = 2$. Baczyć oczywiście należy na to, że tylko dla połączeń $\mu = 1$ lub $\mu = 2$ oznacza τ_k wartość rzeczywiście istniejącą a w innych tylko średnią z dwóch. Dzieląc równanie (21) przez każdą z formuł (20) znaj-

dziemy $\frac{\tau_k}{\tau'_k} = \frac{\varphi_k}{2\varphi'_k}$, $\frac{\tau_k}{\tau''_k} = \frac{\varphi_k}{2\varphi''_k}$. Ten rezultat wyjaśnia nam dlaczego w zestawieniu (15) użyliśmy oznaczenia c_k dla pozornie innego stosunku, aniżeli to na wstępie miało miejsce. Zatem obok wzoru (21) musimy w omawianych połączeniach mieć jeszcze na uwadze stosunek oznaczony liczbą c_k. W rzędach jednociętych połączenia mieszanego albo postępujemy jak w wypadkach $\mu = 1$, albo — co nie jest wskazane — stosujemy średnie τ_k z wzoru (21) a przy tym $c_k = \frac{1}{2}$, albo wreszcie wprowadzamy redukcję do stałego m_k czyli załatwiamy rzecz tak jakgdyby było $\mu = 2$ czyli $c_k = 1$.

Widzimy tu jakie korzyści zyskuje się stosując ową redukcję; wtedy mianowicie dla wszelkich μ stosuje się zawsze tylko wzór (21), zaś współczynnik c_k stanowi dodatek tylko w rzędach dwuciętych połączeń asymetrycznych. Możliwości pomyłek są oczywiście wykluczone przede wszystkim dzięki owym c_k, a poza tym też z tego powodu, że połączeniom asymetrycznym przydzielamy inne σ^* i τ^* aniżeli połączeniom innego typu. Gdy w połączeniu zastosowano wykroje, wtedy naszkicowany tu sposób postępowania ulega o tyle tylko zmianie, że stosujemy wielkości φ'_{k*}, φ''_{k*} wynikające z obrazów q'_*, q''_*. Wzory (20) i (21) uzupełnić możemy dodatkowym określającym τ_s, a to łatwo zrozumiałą relacją:

$$n\,\tau_s\,d^2 = \frac{n'_k\,\tau'_k\,d^2_k}{\varphi'_k} = \frac{n''_k\,\tau''_k\,d^2_k}{\varphi''_k} =$$

$$= \frac{n_k\,\tau_k\,d_k^2}{\varphi_k} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (22)$$

Z formuł dyskutowanych obliczyć należy τ'_k, τ''_k względnie τ_k, c_k. Jeśli τ^* jest dopuszczalną wartością naprężenia zastępczego, musi być spełnioną każda z nierówności $\tau'_k \leq \tau^*$, $\tau''_k \leq \tau^*$ względnie, jeśli używamy naprężenia średniego τ_k nierówność $\tau_k \leq c_k \cdot \tau^*$.

Przechodzimy do wyjaśnień zapowiedzianych na wstępie tej części artykułu. Przede wszystkim wyraźnie podkreślamy jeszcze raz, że stosowanie współczynników c_k nie należy uważać za konieczne; tak jest, gdy w obliczeniu asymetrycznego połączenia, poprzestajemy na operowaniu średnią wartością τ_k. Wtedy oczywiście $\frac{\tau_k}{c_k}$ jest większym z naprężeń τ'_k, τ''_k. Innymi słowy wystarczającym sprawdzianem naprężeń zastępczych nitowych jest wielkość τ^* jako jedyna wielkość bezpośrednio podstawowa i pierwotna. Gdy jednak decydujemy się stosować w obliczaniu wartość średnią τ_k wtedy z konieczności dla ich wartości rolę kontroli obejmuje wielkość $c_k \cdot \tau^*$ mniejsza w połączeniach asymetrycznych od τ^*; ta nowa wielkość, podana w postaci gotowego iloczynu, zatraca pierwotność pochodzenia τ^* i mąci podstawy obliczania. Od czasu do czasu potrącane tu przepisy faworyzują połączenia mieszane w ten sposób, że pozwalają na niczym nieuzasadnione założenie $c_k = 1$ czyli podwyższają dopuszczalną wartość obciążenia jednostkowego zmniejszając tym samym bezpieczeństwo tego rodzaju połączeń w porównaniu z innymi.

Wartość $c_k \cdot \tau^*$ dla rzędu k zależy od stosunku pól częściowych φ'_k i φ''_k przynależnych jedynie temu rzędowi; stosunki panujące w innych rzędach nie odgrywają przy tym żadnej roli. Uwaga ta jest niezmiernie ważną, albowiem obok zespołu $c_k \cdot \tau^*$ względnie τ^* możemy podać dla każdego połączenia zbiór wartości dopuszczalnych τ'^*_k, τ^*_k, τ''^*_k zupełnie innego znaczenia, a mianowicie wartości, z których każda jest zależną od wszystkich własności układu czyli po prostu od całkowitego rozwiązania zagadnienia połączenia. Rozpatrzmy w tym celu ogół wartości jednoczesnych τ'_1, τ''_1, ... τ'_r, τ''_r. Gdy obciążenie użytkowe będziemy zwiększać, to w tym samym tempie narastać będą powyższe wielkości, wreszcie jedna z nich a mianowicie największa osiągnie wartość τ^*. Wszystkie pozostałe lub prawie wszystkie, jeśli największych istnieje kilka wzajemnie równych, będą od τ^* mniejsze, ale powiększenie ich będzie niemożliwe, gdyż byłoby to identyczne z przekroczeniem wartości dopuszczalnej τ^* w rzędzie wartości maksimalnej. Ten jednoczesny zbiór wartości, w podany sposób opierający się o sprawdzian τ^*, oznaczać będziemy przez τ'^*_k, τ^*_k, τ''^*_k. Wartości te tworzą zbiór wielkości zależnie dopuszczalnych w przeciwieństwie do τ^*, które jest wartością ogólną pomyślaną dla każdego rzędu, ale za to nie przewidującą też jakie będzie rozwiązanie zagadnienia połączenia. Istota zbioru wartości τ'^*_k, τ^*_k, $\tau^{*\prime\prime}_k$ tkwi w tym, że jest on już rozwiązaniem tego zadania; należy o tym zawsze pamiętać.

Spróbujmy na odwrót wykazać, że tak jest istotnie. Otóż znając dla danego obrazu nitowego wartości τ'^*_k, τ''^*_k, ... znamy też iloczyny $n'_k\,\tau'^*_k\,d^2_k$, $n''_k\,\tau''^*_k\,d^2_k$, . . . Z jednoczesności tych wartości wynika, że stosunek wymienionych iloczynów jest równy stosunkowi ciągłemu wyrażeń $n'_k\,\tau'_k\,d^2_k$, $n''_k\,\tau''_k\,d^2_k$, . . ., ten zaś wyraża się krótko stosunkiem wartości φ'_k, φ''_k, . . . Skoro jednak znamy ten stosunek ciągły, to znamy również same liczby φ'_k, φ''_k albowiem ich łączna suma wynosi jedność. Z relacji (16) wynika, że znane nam obecnie też są liczby typu $\psi_{k-1,\,k}$. Uważając je za rzędne przynależne odciętym $u_{k-1,\,k}$ czy też $w_{k-1,\,k}$ możemy przy użyciu stosownej formuły interpolacyjnej wykryć obraz funkcji ψ, z której znajdziemy wreszcie rzędne ψ_k

Jeśli obecnie podamy wartość siły naciągu S_0, to z formuły (19) znajdziemy σ_k, z wzorów zaś (20) τ'_k i τ''_k, co było do wykazania. W rezultacie widzimy, że znajomość zależnie dopuszczalnych wartości τ'^*_k, τ''^*_k jest identyczna ze znajomością rozwiązania zagadnienia połączenia.

Dla zaokrąglenia podamy jeszcze uzupełnienia dotychczasowych formuł. Z podkreślanej wciąż jednoczesności wartości τ'^*_k, τ^*_k, τ''^*_k bez żadnego dowodzenia wynika ważność wzorów:

$$\tau^*_k = \frac{\tau'^*_k + \tau''^*_k}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (23)$$

$$n\tau^*_s\, d^2 = \sum_{l=1}^{r} n_l\, \tau_l^*\, d_l^2 \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

$$n\,\tau_s^* = \sum_{l=1}^{r} n_l\, \tau_l^* \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

$$n\,\tau_s^*\, d^2 = \frac{n'_k\, \tau'^*_k\, d^2_k}{\varphi'_k} = \frac{n''_k\, \tau''^*_k\, d^2}{\varphi''_k} = \frac{n_k\, \tau^*_k\, d^2_k}{\varphi_k} \quad (26)$$

Wynikają one z wzorów (7), (8), (9) i (22). Do wartości τ_s^* przywiązują niektóre normy obliczeniowe znaczną wagę. Wreszcie z zależności (22) i (26) wynika bezpośrednio jeszcze jeden związek, a to:

$$\tau_k = \tau_s \cdot \frac{\tau^*_k}{\tau_s^*} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

Właśnie ten związek najprościej wyraża sprawę jednoczesności z jednej strony wartości τ'_k, τ_k, τ''_k, a z drugiej $\tau'_k{}^*$, τ_k^*, $\tau''_k{}^*$.

Sprawa pochodzenia i znaczenia wielkości typu τ_k^* została wyczerpująco przedstawiona. Nie mniej jednak tematu jeszcze nie ukończyliśmy. Dwie kwestie wymagają jeszcze wyjaśnienia. Przede wszystkim zapytać możemy, czy jest możliwe ustawić poprawny znormalizowany zbiór takich wartości, jak to właśnie czynią rozmaite urzędowe przepisy, poza tym zaś, czy też same przepisy nawet ustaliwszy taki zbiór korzystają z niego w sposób należyty. Odpowiedź na pierwsze pytanie musimy podać jeszcze w tej części notatki; na drugie pytanie pozostawimy sobie osobną część. Możemy odrazu powiedzieć, że odpowiedź nasza będzie negatywna w obu wypadkach. Zanim się to jednak stanie musimy wpierw dodatkowo upewnić czytających, że nasze dotychczasowe rezultaty zaczerpnięte z zachowania się naszego modelu jako połączenia skomasowanego w nierozdzielną sprężystą całość stanowią wystarczająco pewną i prawdopodobną podstawę do oparcia na niej metody obliczania połączenia nitowanego rzeczywistego.

Już w pierwszej części pracy zauważyliśmy, że połączenie jednorzędowe zachowuje się znacznie korzystniej aniżeli nasz pierwotny wzorzec jednonitowy. Przyczyna tkwiła w większej jednolitości wypadkowego obrazu nacisków. Zasięgi nitowe częściowo się w połączeniu jednorzędowym nakrywają i wskutek tego przesuw początkowy jest opóźniony, jakkolwiek całkowity nastąpi przy tej samej wartości naprężenia zastępczego W połączeniu wielorzędowym sytuacja przedstawia się jeszcze pomyślniej, albowiem owo współdziałanie sąsiadujących zasięgów odbywa się nie tylko w kierunku t, lecz również w kierunku n. Dzięki temu możliwość przesuwu zostaje znacznie zredukowana, a w każdym razie zostaje ona przesunięta wydatnie do chwili, w której wartość siły naciągu będzie bardzo znaczna. Oczywiście mówimy tu o wypadkach normalnych odstępów nitowych; zresztą dla anormalnych mamy również uzasadnione wyjście, o którym już wspominano. Jeśli jednak ewentualność przesuwu jest możliwa dopiero przy znacznych wartościach obciążeń, to oczywiście wolno nam połączenie traktować tak jak gdyby przerw między ścianką a przykładkami nie było, to znaczy jak gdyby tworzyły one nierozdzielną sprężyście całość. Ponieważ wartości τ^* odpowiada pewien stopień bezpieczeństwa, przeto spodziewać się należy, że w obrębie wartości obciążeń zewnętrznych wywołujących naprężenia zastępcze nie większe od τ^* jest nawet przesuw częściowy wykluczony, czyli nasz model ma pełne widoki powodzenia. Oczywiście rozumiemy pewną niewłaściwość ostatniego rozumowania. Nie ustala się mianowicie wartości bezpiecznych w stosunku do stanu istniejącego, lecz w odniesieniu do warunków końcowych rzeczywiście niebezpiecznych. Lecz tych warunków końcowych w połączeniu wielorzędowym my nie znamy i nigdy znać nie będziemy. Pozwalamy sobie przeto na ekstrapolację zakładając, że w chwili przesuwu końcowego stosunek obciążeń rzędowych wyrazi się tymi samymi liczbami φ_k co i przed przesuwem, miarą bezpieczeństwa zaś jest zatem naprężenie zastępcze τ^* wydedukowane z eksperymentu opisanego w części pierwszej. Gdyby ktoś zechciał temu sposobowi obliczenia coś zarzucić znalazłby się w sytuacji bez wyjścia; nie mógłby mianowicie wskazać metody równie prostej, a bardziej poprawnej czy chociaż prawdopodobnej. Wszak teoria zgięcia „poza" granicami ważności prawa Hooke'a nie jest ani w części tak zawiłą jak poruszane zagadnienie, a jed-

nak oceniając bezpieczeństwo zginanego elementu ekstrapolujemy milcząco zjawisko po nieistniejącej prostej. Trzeba tu poza tym podkreślić, że pomysł nasz pozwala nam nietylko teoretycznie, ale i doświadczalnie badać w niezmiernie prosty a w każdym razie przejrzysty sposób wszelakiego rodzaju połączenia, czego o znanych powszechnie eksperymentach nad nitowanymi wstęgami nie można powiedzieć. Zresztą nieliczne cenne rezultaty tych ostatnich można wciągnąć jako dodatkową kontrolę naszego założenia.

Muszę tu dla zupełności dodać, że przeprowadziłem kilka prób dla ustawienia innych podstaw obliczeniowych. W szczególności badałem, czy nie jest możliwym w rachunku naszym, opartym o cechy nierozdzielnego układu sprężystego, uwzględnić pewnych poprawek akcentujących pochodzenie modelu i znalezionych na nim rezultatów. Doszedłem do przekonania, że mogłoby to mieć znaczenie raczej dla stanów określonych większą wartością naprężenia zastępczego aniżeli τ^*. Poprawki te zresztą nie są zbyt zawiłe i nie przynoszą też dużych zmian w rezultatach.

Pomysł ma pewne znaczenie, przeto podamy go tutaj.

Można — szczególnie w wypadkach grożącego poślizgu — uczynić założenie, że φ_k są raczej możliwe przy małych odstępach nitowych t_k a dużych średnicach d_k i na odwrót, że małe wartości φ_k towarzyszą przede wszystkim rzędom dużych t_k a małych d_k. Innymi słowy współwynikom φ_k', φ_k, φ_k'' obliczonym z wyjaśnianej już metody można w opisanej fazie przydzielić wagi odwrotnie proporcjonalne do znanych nam liczb niemianowanych $\alpha_k = \frac{t_k}{d_k}$. Przy użyciu związku (5) znajdujemy $\frac{d_k}{t_k} = \frac{d_k}{t} \cdot \frac{n_k}{m_k}$. W rzędach $m_k = 1$ jest $\frac{n_k}{m_k} = n_k$, w rzędach zaś $m_k = 2$ jest $\frac{n_k}{m_k} = \frac{n_k}{2} = n_k' = n_k''$. Przeto dla połączeń normalnych możemy ogólnie podstawić zamiast $\frac{n_k}{m_k}$ wartości n_k', $\frac{n_k}{m_k}$, n_k'' zależnie od tego czy na myśli będziemy mieli korektę współczynnika φ_k', φ_k czy wreszcie φ_k''. Po uwzględnieniu wag w miejsce tychże współczynników będziemy obecnie mieli:

$$\bar{\varphi}_k' = \varphi_k' \,.\, n_k' \,.\, d_k \,.\, \frac{1}{\delta}, \quad \bar{\varphi}_k = \varphi \,.\, \frac{n_k}{m_k} \,.\, d_k \,.\, \frac{1}{\delta},$$

$$\bar{\varphi}_k'' = \varphi_k'' \,.\, n_k'' \,.\, d_k \,.\, \frac{1}{\delta}.$$

Najwidoczniej spełniany jest nadal związek $\bar{\varphi}_k' + \bar{\varphi}_k'' = \bar{\varphi}_k$. Ponieważ spełniony być musi związek $\sum_{i=1}^{r} \bar{\varphi}_i = \varphi = 1$, a liczby zwane wagami mogliśmy opatrzyć dowolną wspólną stałą, przeto w miejscu długości t wstawiliśmy inną δ, tak by powyższemu wymogowi uczynić zadość. Dobieramy więc:

$$\delta = \sum_{i=1}^{r} (\varphi_i' \,.\, n_i' + \varphi_i'' n_i)\, d_i = \sum_{i=1}^{r} \frac{\varphi_i\, n_i\, d_i}{m_i}$$

Przy tej samej sile zewnętrznej $\bar{S}_0 = S_0$ zmienią się obecnie znane nam już z rezultatów (20) i (21) naprężenia zastępcze:

$$\tau_k' = \frac{4}{\pi} \,.\, S_0 t \,.\, \frac{\varphi_k'}{n_k' d_k^2}, \quad \tau_k = \frac{4}{\pi} \,.\, S_0 t \,.\, \frac{\varphi_k}{n_k\, d_k^2},$$

$$\tau_k'' = \frac{4}{\pi} \,.\, S_0 t \,.\, \frac{\varphi_k}{n_k'' d_k^2}$$

ns nowe, które znajdziemy z tych samych rezultatów po zmianie φ_k', φ_k, φ_k'' na $\bar{\varphi}_k'$, $\bar{\varphi}_k$, $\bar{\varphi}_k''$, a to:

$$\bar{\tau}_k' = \frac{4}{\pi} \,.\, \bar{S}_0 \,.\, \frac{t}{\delta} \,.\, \frac{\varphi_k'}{d_k}, \quad \bar{\tau}_k = \frac{4}{\pi} \,.\, \bar{S}_0 \,.\, \frac{t}{\delta} \,.\, \frac{\varphi_k}{m_k\, d_k}$$

$$\bar{\tau}_k'' = \frac{4}{\pi} \,.\, \bar{S}_0 \,.\, \frac{t}{\delta} \,.\, \frac{\varphi_k''}{d_k}$$

Związek $\bar{\tau}_k = \frac{\bar{\tau}_k' + \bar{\tau}_k''}{2}$ jest tu również spełniony. Nowe formuły dla naprężeń zastępczych wyglądają pozornie prościej aniżeli poprzednie. Nie trzeba się jednak łudzić, że wartości $\bar{\tau}_k'$, $\bar{\tau}_k$, $\bar{\tau}_k''$ są niezależne od obrazu nitowego. Wielkość δ zawiera bowiem wszystkie n_k', n_k, n_k''; zależność od obrazu jest tu tylko zryczałtowana, podczas gdy w rozwiązaniu wcześniejszym ujawniają się szczegóły indywidualne każdego z rzędów z osobna. Właśnie ten szczegół przemawia na niekorzyść poprawki, bo wielkości δ nie możemy znormalizować np. dla celów norm obliczeniowych. Metoda zmieniona służyć może dobrze tylko do precyzyjnego obliczenia stopnia bezpieczeństwa połączenia. Otóż niech największe τ_k' czy τ_k'' względnie $\bar{\tau}_k'$ czy $\bar{\tau}_k''$ ma miejsce w rzędzie j; przypadająca temu rzędowi liczba n_j względnie n_j'' jest — jak nam jest wiadome — stosunkowo mała w porównaniu z innymi n_k' i n_k''. Z tego wynika, że zachodzi z reguły nierówność $n_j' d_j < \delta$ względnie $n_j'' d_j < \delta$, a zatym też $\tau_k' > \bar{\tau}_k'$ względnie $\tau_k' > \bar{\tau}_k''$ przy tym samym obciążeniu $\bar{S}_0 = S_0$. Innymi słowy metoda wcześniejsza dysponuje większym bezpieczeństwem aniżeli późniejsza. Kontrolując więc stopień bezpieczeństwa nowymi wzorami doszlibyśmy tylko do przekonania, że użyty

w obliczeniu pierwotnym stopień należy zmniejszyć. Możemy tę poprawkę pominąć.

Skłania nas do tego i inna okoliczność a mianowicie rola otworów nitowych. W obliczeniu naprężeń normalnych uwzględniamy niedobór przekroju współczynnikiem zwężenia $\frac{t_k - d_k}{t_k}$. Nic prostszego ponad to nie możemy i nie musimy nawet podać; wiemy, że uwzględnienie średniej wartości natężenia wzdłuż długości połączenia wystarcza nam w zupełności. Ważniejszym zresztą jest fakt inny. Oto znów zapytać możemy czy wolno nam naprężenia modelowe s przenieść na połączenia rzeczywiste. Ponieważ jednak s zależy od q, przeto znów należy rozpatrzyć wpływ obecności otworów na rozkład naprężeń q. Gdybyśmy ustalony dla pasa k naszego modelu bez otworów obraz q przenieśli na połączenie rzeczywiste, to oczywiście okazałoby stę, że faktycznie są przeciętnie rzecz traktując — nowe q większe $\frac{l_k t_k}{l_k t_k - \frac{d_k^2 \pi}{4}}$ razy. Jednak odnośna całka z elementarnych sił stycznych rozciągnięta na pole tego pasa byłaby w rezultacie tą samą siłą wypadkową albowiem sumując musielibyśmy uwzględnić nieobecność części pola spowodowaną właśnie otworami nitowymi. Otóż o samą tylko funkcję q nam w obliczeniu połączenia nie chodzi, lecz o owe całki częściowe. Przeto przedstawiony szczegół przestaje nas interesować. Jeżeli jednak rozpatrywać będziemy nie wpływ otworu na wielkość rzędnych q w obrębie jednego pasa przy określonej sile wypadkowej, lecz w ogóle rozmieszczenie i rozkład naprężeń q wywołany obecnością wszystkich otworów połączenia lub innymi słowy stosunek poszczególnych wypadkowych przy określonej ich sumie $S_0 t$, to na jaw może wyjść jakiś nowy zupełnie szczegół. Możemy mianowicie podejrzewać, że stosunek tych wypadkowych nie da się wystarczająco dokładnie przedstawić znanym nam stosunkiem liczb φ_k, albowiem wynikły one z badania modelu bez otworów. I tu zrobić można ciekawe a słuszne przypuszczenie. Oto sądzić należy, że większe części obciążenia wpłyną raczej tam, gdzie odstępy nitowe są duże a średnice małe, a mniejsze tam, gdzie stosunki są odwrotne; chodzi bowiem o to, gdzie istnieją pomyślniejsze warunki dla istnienia siły powierzchniowej. Z powyższego zaś wynika, że rzędnym q', q, q'' a w konsekwencji liczbom φ_k', φ_k, φ_k'' musielibyśmy obecnie przydzielić wagi odwrotnie proporcjonalne do tych, któreśmy niedawno zastosowali rozpatrując rzecz z innej strony. W efekcie grupa φ_k', φ_k, φ_k'' przejdzie z powrotem na φ_k', φ_k, φ_k''.

Taki był cel tego ważnego dowodzenia. Wykazaliśmy, że oparcie obliczenia połączenia nitowego o zachowanie się modelu bez przerw w płaszczyznach stykowych i bez otworów nitowych stanowi wystarczającą podstawę rachunkową dla tego rodzaju obliczeń. Naprężenia normalne korygować można spółczynnikiem doraźnego osłabienia. Obciążenia pasowe styczne należy pozostawić bez żadnej zmiany. Wprawdzie bowiem gęstsze skupienia nitów stwarzają skuteczniejsze warunki dla znęcenia oporu tarcia a tym samym i sił stycznych, ale z drugiej strony towarzyszące temu skupienia otworów powodują odpływ obciążeń do miejsc innych, tak że w rezultacie nie znachodzimy różnic godnych uwagi. Jest rzeczą niezmiernie pożądaną, aby współczynniki φ_k', φ_k, φ_k'' zostały ustalone na drodze teoretycznej, aby przeprowadzono ich kontrolę doświadczalną i wreszcie, aby tak znalezione i uzgodnione liczby zostały znormalizowane w postaci możliwie prostego schematu uzależnionego od charakterystycznych parametrów połączenia rzeczywistego Sądzę, że jest to kwestią jedynie czasu i niezbyt wielkich funduszów.

Wiemy już z dotychczasowego, że przed chwilą wspomniane parametry istnieją i że za takowe uznaliśmy wielkości r, μ, ε. Możemy przeto obecnie stwierdziwszy racjonalność naszej metody postępowania przenieść pewne rezultaty uzyskane z badania modelu na połączenie rzeczywiste, unikając przy tym oznaczeń, które tu już będą teraz zbędne. Zastanowimy się nieco nad wnioskami jakie wynikają z rozpatrzenia wielkości typu $n_k\, \tau_k^*\, d_k^2$. W tym celu wyobrazimy sobie dwa połączenia pokrewne $(r_1, \mu_1, \varepsilon_1)$ i $(r_2, \mu_2, \varepsilon_2)$, z których drugie powstało przez jakąś celową modyfikację pierwszego. Znaczenie ma przede wszystkim wypadek, w którym połączenie drugie powstaje przez dodanie do pierwszego jednego lub więcej rzędów końcowych. Wtedy $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon$ pozostaje bez zmiany i nie odgrywa roli w naszych spostrzeżeniach. Również μ odpada z rozważań, albowiem, jeśli μ_0 jest charakterystyką rzędów naddanych, to $\mu_2 = \mu_1 + \frac{r_2 - r_1}{r_2} (\mu_0 - \mu_1)$ da się wyrazić przy pomocy μ_1. Cechą wyróżniającą pozostaje w opisanych warunkach tylko ilość rzędów r. Z tego powodu będziemy wielkości przynależne pierwszemu połączeniu odróżniali znakiem (r_1) od analogicznych (r_2).

Dla $r_2 > r_1$ możemy pierwszą cechę charakterystyczną połączeń wypisać w formie nierówności:

$$\sum_{l=1}^{r_2} n_l(r_2) \,.\, \tau_l^*(r_2) \,.\, d_l^2(r_2) >$$

$$> \sum_{l=1}^{r_1} n_l(r_1) \,.\, \tau_l^*(r_1) \,.\, d_l^2(r_1)$$

w której do $i = r_1$ włącznie $n_i(r_2) = n_i(r_1)$ nadto $d_i(r_2) = d_i(r_1)$. Zatem połączenie więcejrzędowe ma udźwig dopuszczalny większy aniżeli mniejrzędowe. Przy redukcji do wspólnej średnicy d dla obu połączeń możemy powyższą nierówność napisać dla $r_2 > r_1$ też w postaci: $n(r_2) . \tau_s^*(r_2) > n(r_1) . \tau_s^*(r_1)$. Wyrażenie $n . \tau_s^*$ wzrasta jednak bardziej powoli aniżeli n to znaczy, że przez nieograniczone zwiększenie ilości rzędów udźwig rośnie asymptotycznie do nieprzekraczalnej granicy. Poza powodami już gdzie indziej podanymi wpływa tu w wypadku połączenia dwuprzykładowego asymetrycznego fakt dodatkowy. Tu mianowicie z wzrostem r rośnie μ a więc też σ^* a wtedy maleje τ^* co potęguje akcentowane asymptotyczne zachowanie się wartości $n . \tau_s^*$. Z zachowania $n\tau_s^*$ widzimy, że τ_s^* maleje z wzrostem n asymptotycznie do zera. Należy uważać, że wartości τ_s^* nie uzależniliśmy tym powiedzeniem od samej tylko liczby n; wiemy jak w naszym eksperymencie wzrasta n; zależy ono od warunków połączenia wstępnego (r_1, μ_1, ε_1) i rzędów naddanych, które mogą zawierać taką lub inną ilość przekrojów nośnych nitowych. Stwierdzenie spadku $\tau_s^*(r)$ z wzrostem $n(r)$ należy — nawiasem mówiąc — do rzędu faktów, które można łatwo wydobyć z bezpośrednich doświadczeń nad połączeniami nitowymi. Jest to powód, dla którego przypisuje się wartości τ_s^* nieuzasadnione nadmierne znaczenie. Widzimy wprawdzie, że fakt omawiany wynika z naszych rozważań, ale też widzimy, że jest to rezultat pochodny a nie główny i naczelny. Ba, już teraz orientujemy się — o czym będzie jeszcze mowa, że nie istnieje zależność τ_s od r, bo znak $\tau_s^*(r)$ jest naszym chwilowo uzasadnionym względnie uproszczonym symbolem wprowadzonym w miejsce obszerniejszego $\tau_s^*(r, \mu, \varepsilon)$ a dalej, że nawet i zależność obszerniejsza nie istnieje dla τ_s^*, lecz dla iloczynu $n . \tau_s^*$.

Weźmy pod uwagę znów dwa opisane połączenia i w każdym obliczmy udźwig bezpieczny tej samej ilości rzędów $r_0 < r_1$ licząc od pierwszego. Dla $r_2 > r_1$ znajdziemy nierówność:

$$\sum_{i=1}^{r_0} n_i(r_2) . \tau_i^*(r_2) . d_i^2(r_2) <$$

$$< \sum_{i=1}^{r_0} n_i(r_1)) . \tau_i^*(r_1) . d_i^2(r_1)$$

z wyjaśnieniem dla n_i tudzież d_i identycznym z podanym przed chwilą. W szczególności

gdy $r_0 = r_1$ jest $\sum_{i=1}^{r_1} n_i(r_2) . \tau_i^*(r_2) . d_i^2(r_2) <$

$$< \sum_{i=1}^{r_1} n_i(r_1) . \tau_i^*(r_1) . d_i^2(r_1)$$

Spadek τ^* przy wzroście r w połączeniu asymetrycznym wzmacnia jeszcze ten rezultat.

Zatem poprzedni wniosek o spadku τ_s^* dla połączeń $r_2 > r_1$ jest ważny i wtedy, gdy średnie wartości τ_s^* takich różnych połączeń odnoszą się tylko do częściowej byleby wspólnej i tak samo ułożonej ilości rzędów tych połączeń. Wniosek ten ma doniosłe znaczenie dla metody projektowania połączeń i posłużyć może do ograniczenia swobody nadużyć konstruktorskich.

Mamy celowe powody do tego, aby sens ostatniego zdania obszernie rozwinąć. Już w pierwszej części notatki zwróciliśmy uwagę na rozwój wypadków po dokonanym poślizgu wględnym płaszczyzn stykowych. Okazało się, że nit nabierze wtedy nowego znaczenia przyjmując na siebie rolę elementu wytrzymałościowego. Jest nam obojętnym czy w tym stanie rzeczy nit przyjmie bezpośrednio pełne obciążenie czy tylko pewną nadwyżkę ponad opór tarcia jako obciążenie bezpośrednie a resztę jako pośrednie. Chodzi tu nam poprostu o to, że udźwig faktyczny nita jest znacznie większy od tego, który uważamy za kres górny gdy chodzi o zabezpieczenie szczelności połączenia. Tylko w bardzo niepomyślnym wypadku minimalnych wymiarów nita można sobie wyobrazić, że zniszczenie jego wytrzymałości nastąpi tuż po zniszczeniu szczelności. Jednym słowem stwierdzamy, że nie jesteśmy w stanie — jeśli chodzi o same nity, a nie o ściankę — uczynić stopnia bezpieczeństwa na szczelność większym od stopnia bezpieczeństwa na wytrzymałość. Oczywiście w owym stopniu pewności wzięto pod uwagę wszelkie okoliczności z jakimi normalnie należy się liczyć, więc ewentualność chwilowego przeciążenia, wpływ obciążeń zmiennych, braki teoretyczne i doświadczalne metody obliczenia, możliwość pewnych typowych błędów wykonania i t. p. Biorąc powyższe pod uwagę możemy stwierdzić, iż nie istnieją żadne, dyktowane istotnymi koniecznościami przyczyny, dla których by konstruktor nie mógł i nie starał się wyczerpać wartości τ^* a więc też $\tau_k^{*\prime}$, τ_k^*, $\tau_k^{*\prime\prime}$ czy ich średniej τ_s^*. Oczywiście nie możemy wymagać wykorzystania zupełnego, bo na przeszkodzie mogą stanąć okoliczności czy to konstrukcyjne, jak np. dążność do uzyskania możliwie prostego powtarzalnego obrazu nitowego, czy to rachunkowe, jak zaokrąglenia. Uważamy jednak, że nie wolno świadomie wykorzystywać luk w przepisach i z braku dolnego ograniczenia naprężeń dopuszczalnych powodować błędy konstrukcyjne, polegające na marnotrawnym osłabianiu połączenia przez nadmierne nawiercanie, tym

bardziej, że zwiększa to koszta produkcji. Rachunkowe gwarancje bezpieczeństwa nie zawsze wszystkiego dowodzą, a szczególnie wtedy, gdy gwarancie te opierają się o mylne podstawy rachunkowe. Zapatrywanie tu podane nie jest odosobnione. Często bardzo słyszy się żądania umieszczenia w normach obliczeniowych klauzul wykluczających niepoprawne rozwiązania konstrukcyjne połączeń. Tak np. doradza się ograniczyć dopuszczalną ilość rzędów do $r = 4$ lub $r = 5$. A przecież istnieją wspomniane przed chwilą gwarancje rachunkowe bezpieczeństwa równie dobre dla $r = 4$ jak i $r = 10$, a polegające między innymi na wybitnym obniżeniu τ_s^* wraz z ilością rzędów r. Widocznie przeto istnieją jakieś dodatkowe względy, których autorzy ograniczeń nie umieją wykryć czy umotywować. Otóż sądzę, że ograniczanie liczby r do liczby 4 czy 5 niezależnie od potrzeb danego połączenia nie ma racji bytu; raczej należy ogólnie żądać, by bez potrzeby nie stosowano dużych r czy też n. Inaczej mówiąc — zastrzeżenie jest konieczne, ale w formie luźniejszej, a zawierającej więcej treści. Do sformułowania takiego warunku właśnie zmierzamy.

Naszej zarówno krytyce jak i celowej tolerancji możemy dać pewien wyraz matematyczny. Jeśli w danych warunkach skonstatujemy nierówność $\tau_s < \tau_s^*$, to możemy nie zmieniając średnicy nitów zwiększyć τ_s w rozmaite sposoby. Otóż, jeśli da się to uskutecznić przez zmniejszenie ilości nitów w niektórych rzędach, ale z pozostawieniem ilości rzędów bez zmiany, albo też, jeśli uczynić się to da przez zwiększenie ilości nitów w pewnych rzędach, a odrzucenie za to innych rzędów — przy tym bez pomniejszenia miarodajnego współczynnika rzędowego z_k—, to damy wyraz naszej tolerancji dla wysiłku konstruktora i uważać będziemy badane połączenie za poprawne względnie dopuszczalne mimo wykazanych możliwości poprawy stosunków. Jeżeli jednak okaże się, że τ_s jest tak wybitnie mniejsze od τ_s^*, że zwiększenie go — oczywiście jeszcze poniżej wartości τ_s^* — jest możliwe przez odrzucenie jednego lub więcej rzędów nitowych i to bez zwiększania ilości przekrojów ciętych w rzędach pozostałych, to tego rodzaju połączenie traktować będziemy bezwarunkowo za błędne. Dodajmy — co ma też swoje znaczenie —, że przez zmniejszenie ilości rzędów dopuszczamy większe τ_s^*, co stanowi też korzyść w omawianej operacji. Dla uniknięcia nieporozumień wyjaśniamy, że posługujemy się tu wartością τ_s czy τ_s^* tylko dla wygody wysłowienia a nie z jakichś istotnych względów. Chodzi nam o zaznaczenie, że miarodajne τ_k', τ_k'' leży znacznie poniżej wartości dopuszczalnej τ^*.

Jeśli połączenie jest konstrukcyjne rozwiązane poprawnie, to dla wszelkich k spełnia się nierówność:

$$n \tau_s d^2 > \sum_{l=0}^{k-1} n_l \tau_l^* d_l^2 \quad \ldots\ldots (28)$$

Słuszność tego spostrzeżenia można wyjaśnić następująco: Wartość $n \tau_s d^2$ jest miarą wymogów stawianych połączeniu przez wielkość obciążenia zewnętrznego. Wartość $\sum_{l=1}^{r-1} n_l \tau_l^* d_l^2$ przedstawia sumę możliwości reprezentowanych przez połączenie do rzędu $r - 1$ włącznie. Z nierówności (28) wynika przeto, że żądania stawiane połączeniu są większe od tych możliwości połączenia jakie się osiągnie wyłączając jedynie ostatni rząd; przeto rząd ten musimy wciągnąć do działania jako równie potrzebny jak i wszelkie pozostałe. Ponieważ zawsze jest $\tau_s \leq \tau_s^*$, przeto po tym wciągnięciu będzie

$$n \tau_s d^2 \leq \sum_{l=1}^{r} n_l \tau_l^* d_l^2,$$ co znaczy, że dołączanie jeszcze jakichś rzędów jest już zbyteczne wobec czego po myśli podanego uzasadnienia uważamy połączenie za odpowiednie. Nie można zaprzeczyć, że warunek (28) jest bardzo tolerancyjny; nie bada on połączenia zbyt szczegółowo przez co zezwala konstruktorowi na dość swobodne projektowanie a nawet marnotrawstwo myślowe, wytwórni zaś na niezupełnie ekonomiczne wyroby. Zamiast często wysuwanego ograniczenia ilości rzędów połączenia należałoby raczej wprowadzić jako zastrzeżenie właśnie nierówność (28). Wyklucza ona automatycznie nadużycia wynikające z stosowania dużych r nawet przy dość dowolnym sposobie określania wielkości $\tau_k'^*$, τ_k^*, $\tau_k''^*$.

Jeśli wymóg (28) spełnia się jeszcze dla $k = r^*$, ale począwszy od $k = r^* + 1 \leq r$ jest:

$$n \tau_s d^2 \leq \sum_{l=1}^{k-1} n_l \tau_l^* d_l^2 \quad \ldots\ldots (29)$$

przy czym ewentualny znak równości odnosi się tylko do rzędu $k = r^* + 1$, to projekt połączenia jest w naszym pojęciu błędny. Wtedy bowiem rozumując jak przed chwilą znajdujemy, że rząd $k = r^*$ jest ostatnim, który jeszcze jest potrzebny z uwagi na wymogi zewnętrzne stawiane połączeniu; wszelkie następne należy już odrzucić. W przeciwieństwie do poprzedniego rozumowania obecne zawierające opinię negatywną wymaga jeszcze dalszego wykończenia. Skoro mianowicie odrzucimy rzędy według obecnego

prowizorycznego sądu zbędne, to powstanie zasadniczo inne połączenie, więc w szczególności o nowych naprężeniach zastępczych τ_i^*. Zachodzi pytanie czy w tych odmiennych warunkach nie okaże się potrzebnym znów zwiększyć ilość rzędów ponad r^*. Oznaczmy $r = r_2$ tudzież $r^* = r_1$ i zwróćmy uwagę na to, że niezależnie od majacych nastąpić zmian wymóg udźwigu określonego obciążenia zewnętrznego pozostał ten sam, to znaczy iż jest: $T = n(r_2) \cdot \tau_s(r_2) \cdot d^2(r_2) = n(r_1) \cdot \tau_s(r_1) \cdot d(r_1)$. Chodzi o skontrolowanie czy nasze spostrzeżenie (29) dla $k = r^* + 1$ to znaczy

$$T \leq \sum_{i=1}^{r_1} n_i(r_2) \cdot \tau_i^*(r_2) \cdot d_i^2(r_2)$$

odnoszące się do połączenia starego będzie też potwierdzone dla połączenia nowego. Otóż widzimy, że z tytułu nierówności już podanej

$$\sum_{i=1}^{r_1} n_i(r_2) \cdot \tau_i^*(r_2) \cdot d_i^2(r_2) <$$

$$< \sum_{i=1}^{r_1} n_i(r_1) \cdot \tau_i^*(r_1) \cdot d_i(r_1)$$

tym bardziej spełni się i dla nowego połączenia warunek

$$T < \sum_{i=1}^{r_1} n_i(r_1) \cdot \tau_i^*(r_1) \cdot d_i^2(r_1).$$

W zmienionych warunkach wniosek poprzedni wzmacnia się; w szczególności w nowej nierówności zniknie znak równości możliwy w warunku (29). Pozostaje co najwyżej skontrolować czy w nowym układzie stosunków nie należy odrzucić jeszcze większej ilości rzędów. Tę czynność sprawdzić możemy warunkiem (28) w sposób już nam znany. Jest rzeczą doniosłej wagi pamiętać, że cała ciężkość naszego ostatniego dowodzenia przeniosła się na nierówność wzmacniającą a dowiedzioną już wcześniej. Nierówność ta ma zaś miejsce tylko wtedy, gdy dysponujemy poprawnymi wartościami φ_k', φ_k, φ_k'', a więc też $\tau_k'^*$, τ_k^*, $\tau_k''^*$. Gdy jednak — jak to niestety ma miejsce — urzędowe przepisy obliczeniowe narzucą nam niepoprawny zbiór wartości $\tau_k'^*$, τ_k^*, $\tau_k''^*$, to konieczna do dowodu nierówność wstępna nie zawsze się spełni. W takich warunkach tylko opinia pozytywna (28) pozostanie bez zmiany; negatywna (29) może się często po zmianie połączenia nie spełnić. Rozumieć to należy w ten sposób, że w połączeniu z ilością rzędów $r_2 = r$ okażą się rzędy $r^* + 1$ i następne zbędne, w połączeniu zaś zmienionym $r_1 = r^*$ okaże się, że z powrotem należy niektóre z rzędów odrzuconych dodać. Stanie się to z reguły wtedy, gdy $n \tau_s d^2$ będzie się nieznacznie różnić od

$$\sum_{i=1}^{r^*} n_i \tau_i^* d_i^2 \text{ w połączeniu pierwotnym.}$$

Możemy obecnie wrócić do postawionego już wcześniej pytania czy możliwym jest ustalić znormalizowany zbiór wartości $\tau_k'^*$, τ_k^*, $\tau_k''^*$ dla jednego choćby typu połączenia; oczywiście mówimy o wartościach poprawnych. Zbiór tego rodzaju wartości może mieć znaczenie tylko przybliżone; w każdym zaś razie nie będzie on zawierał tych cech charakterystycznych, które podane zostały w formie dwóch nierówności przy dyskutowaniu właściwości rozwiązania poprawnego. Należy zawsze pamiętać o tym, że rozwiązanie poprawne może doprowadzić do normalizacji liczb φ'_k, φ_k, φ_k'' czyli stosunku **łącznych obciążeń rzędowych** $n_k' \tau_k' d_k^2$, $n_k \tau_k d_k^2$, $n_a'' \tau_k'' d_k^2$, a nie samych tylko naprężeń zastępczych τ_k', τ_k, τ_k''. Jest to istotna cecha, którą wydobyliśmy z naszego rozwiązania. Dopiero łącząc ten fakt z obrazem nitowym czyli liczbami n_k', n_k, n_k'' i średnicami d_k a nadto wartością τ^* możemy otrzymać dla danego połączenia zespół wielkości $\tau_k'^*$, τ_k^*, $\tau_k''^*$. Innymi słowy dla tego samego połączenia (r, μ, ε) możemy nie zmieniając parametrów r, μ, ε otrzymać rozmaite zbiory wartości τ_k^* zależnie od obioru n_k i d_k. W szczególności przy stałym obciążeniu zewnętrznym jest τ_k tym mniejsze im większe są n_k i d_k. Ten niezwykle prosty rezultat był dotychczas przeoczony. Jest to o tyle dziwne, że powszechnie się z niego korzysta, ale w odniesieniu do wartości średniej τ_s. Przy określonej łącznej ilości nitów n dla danego typu połączenia uzyskujemy w naszym rozwiązaniu największy udźwig stosując $n_k d_k^2$ proporcjonalne do φ_k; wtedy mamy bowiem możność wyzyskania wszystkich przekrojów nitowych do pełnej wartości τ^*. Tutaj należy jeden z najstarszych schematów τ_k^*. Gdy założymy — jak to niegdyś czyniono — stałą wartość dla naprężenia stycznego q, a więc i stałą wartość dla φ_k, to stosując stałe też $n_k d_k^2$ znajdziemy wspólną dla wszystkich rzędów wartość $\tau_k^* = \tau^*$. Założenia proporcjonalaości $n_k d_k^2$ względem φ_k na ogół nie będzie można spełnić, albowiem może to doprowadzić w jednych rzędach do przekroczenia w górę liczby α^* a w innych w dół liczby α_*. Poza tym zaś założenie to koliduje z wymogiem uzyskania możliwie najlepszych warunków odnośnie wartości naprężeń normalnych w ściance połączenia. W praktyce tedy zmuszeni będziemy obrać zawsze drogę kompromisową. Właśnie na tym polega zadanie konstruktora.

Możemy sobie dla takich kompromisowych warunków wyrobić pojęcie o przeciętnym obrazie zmian wartości osiągalnych τ_k^*. Pierwszemu rzędowi przynależy z reguły wartość największa, następnym mniejsze po czym od pewnego rzędu począwszy wartości τ_k^* znów narastają, tak że w rzędzie ostatnim możemy spotkać dość znaczną wartości naprężenia zastępczego. Oczywiście obraz ten poza optymalnym doborem ilości przekrojów ciętych zależy też od typu połączenia. Tak np. w połączeniach zakładkowych jest $\tau_1^* = \tau_r^*$. Z wzrostem ε rośnie stosunek $\tau_1^* : \tau_r^*$. W połączeniach dwułubkowych asymetrycznych może się zdarzyć, że wartość $\tau_2'^*$ względnie $\tau_2''^*$ będzie większą od τ_1^*, czego się nie spostrzega w rozmaitych normach obliczeniowych. Streszczając się trzeba stwierdzić, że ustalenie ryczałtowego obrazu wartości τ_k^* nie jest w granicach poprawności możliwe. Dlatego sprostować tu należy lekkomyślnie często wygłaszany pogląd, według którego obciążenia jednostkowe τ_k^* poczynając od rzędu pierwszego ustawicznie maleją aż do rzędu ostatniego włącznie. Naiwności tego pomysłu dowodzi choćby zachowanie się połączenia zakładkowego, gdzie na końcu połączenia konstatujemy dokładnie to samo co na początku, bo początek i koniec są tu pojęciami dokładnie zamiennymi. Zakończenie tej uwagi pozwoli nam zrozumieć i resztę: Chodzi po prostu o to, co nazywamy w ogóle początkiem i końcem połączenia Otóż bezsprzecznie te miejsca układu, w których całkowity naciąg mieści się albo tylko w ściance albo tylko w przykładkach. Oba te miejsca są równie brzegowe. Terminologia użytku codziennego narzuciła jednemu brzegowi nazwę początku, a drugiemu nazwę końca; równie dobrze można było postąpić odwrotnie. Widzimy obecnie, że poczynając od tego końca możemy z równą swobodą zapewniać, iż w miarę posuwania się ku początkowi wartości obciążeń jednostkowych ustawicznie maleją. W ten zaś sposób doszlibyśmy do dwóch sprzecznych poglądów. Pogodzić je można w ten sposób, iż się przyjmie między początkiem a końcem obecność minimum, co właśnie jest cechą charakterystyczną naszego rozwiązania. Oczywiście, ponieważ te obciążenia jednostkowe nie są ciągłą funkcją, lecz ciągiem wartości i to skończonym, przeto ilość wyrazów musi wynosić przynajmniej trzy, aby efekt powyższy mógł się uwidocznić. Wartości φ_k', φ_k, φ_k'' w istocie tak się zachowują; zmiany w obrazie $\tau_k'^*$, τ_k^*, $\tau_k''^*$ są dodatkowo modyfikowane przyjęciem obrazu $n_k d_k^2$. (d. c. n.)

Inż. Z. KLĘBOWSKI.

WYPADEK Z KOTŁEM W ŁAŹNI ŻYDOWSKIEJ.

Opis łaźni.

Rysunek 1 przedstawia szkic planu rytualnego zakładu kąpielowego gminy żydowskiej w osadzie, liczącej 70 rodzin żydowskich. Zakład kąpielowy oddzielony jest tylko ścianą od bóżnicy.

Pomieszczenie zakładu kąpielowego składa się z rozbieralni — pokój 5 *m* na 5 *m*, w której znajdują się dwie ławki, oraz z pomieszczenia kąpielowego, w którym znajduje się bardzo mały basen kształtu trapezu o wymiarach 1200 *mm* na $\frac{1200 + 1500}{2}$, do którego z poziomu podłogi schodzi się po schodach. W pomieszczeniu kąpielowym znajduje się zwykle wanna, której podczas wizytacji w zakładzie kąpielowym nie zastano, gdyż została ona wywieziona do miasta dla kąpieli poszkodowanych podczas wypadku.

Kocioł posiada obmurze o wymiarach w planie 1500 *mm* na 1500 *mm*, wysokość 1400 *mm*. Obmurze to jest umieszczone w sklepionym u góry otworze wykonanym w ścianie dzielącej obydwie ubikacje, jak pokazuje rys. 1 i 2.

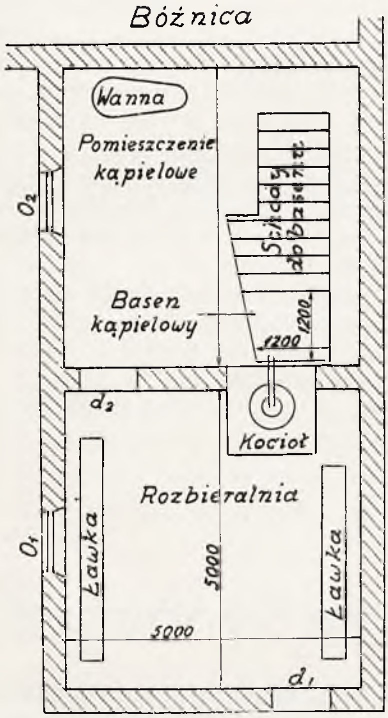
Wodę w basenie ogrzewa para pobierana bezpośrednio z kotła. Woda zimna doprowadzana do basenu z beczki umieszczonej na strychu, pozwala na regulowanie temperatury wody w bsenie.

Opis kotła.

Kocioł był wykonany z miedzi. Płaszcz średn. 820 *mm*, zbudowany z jednomilimetrowej grubości blachy, posiada 3 szwy podłużne z wpustami kwadratowymi, luowanymi na mosiądz. Obydwa denka wypukłe są wykonane z blachy dwumilimetrowej grubości, i — przynitowane do płaszcza. Ogólna wysokość walczaka z denkami wypukłymi wynosi 1150 *mm*.

Górne denko posiada w swej środkowej części wyoblenie cylindryczne na zewnątrz o średnicy 330 *mm*, wysokości 40 *mm* (rys. 3). W wyoblenie to jest wtłoczona cylindryczna część kołnierza *t* (rys. 3), którego część płaska jest ściągnięta śrubami (3/8" — podziałka 80 *mm*) przy pomocy pierścieni p1 i p2 z płaskim wyobleniem kołpaka *k* o średnicy 330 *mm* i wysokości 130 *mm*. Połączone części uszczelnione są szczeliwem *sz*. W środku kołpaka

umieszczona jest rura *r* średn. 1,5“, która przy pomocy dwóch krzywek skierowana jest pionowo do basenu kąpielowego. Rura na całej swej długości nie posiada zawieradła. Do napełnienia kotła wodą służy rura średn. 3/4‘ łącząca jego wnętrze z beczką umieszczoną na strychu. Kocioł posiada ponadto parę kurków probierczych średn. 10 *mm* do kontrolowania poziomu wody w kotle i kurek spusowy średn. 20 *mm.* Kocioł nie posiada manometru, zaworu bezpieczeństwa, ani szkła wodowskazowego.



Rys. 1

Okoliczności pracy kotła przed wypadkiem.

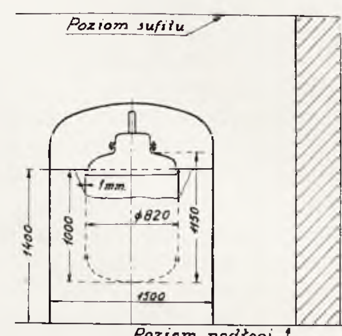
Kocioł pracuje w łaźni od 11 lat ku zadowoleniu gminy. Na pewien czas przed wypadkiem oberwała się rura łącząca zbiornik na strychu z kotłem ,tak, że pomimo owartego zaworu kocioł wodą się nie napełniał, natomiast woda ściekała na obmurze rujnując go. Cegły obwalonego obmurza opierały się o rozgrzaną blachę kotła pozbawionego dostatecznej ilości wody. We wtorek krytycznego tygodnia (wypadek nastąpił w piątek) zauważono wydobywanie się z kotła przez obmurze pary; kocioł zatrzymano, wezwano miejscowego blacharza, który wyjął kocioł z obmurza i w warsztacie swoim dokonał naprawy. Naprawa polegała na powstawianiu łat na nity na czterech pęknięciach, z których największe miało 40 *mm* długości. Dla dokonania tej naprawy zdjęto kołpak *k* (rys. 3) odkręcając śruby *s* i następnie w braku lepszego materiału, użyto szczeliwo tekturowe, ściągając je mocno śrubami *s*.

We czwartek tego samego dnia naprawa była ukończona i kocioł zainstalowano na miejscu.

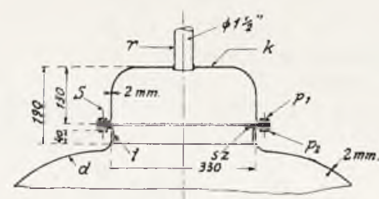
Krytycznego dnia 23 października b. r. w piątek rozpalono pod kotłem o godzinie 9 rano, przy czym obsługa zauważyła, iż ze szczeliwa *sz* (rys. 3) wydobywa się para o czym zawiadomiła zarząd gminy żydowskiej, który wezwał blacahrza naprawiającego kocioł. Blcharz dokręcił śruby *s* i uspokoił, że żadne niebezpieczeństwo nie grozi, wobec czego wodę w kotle grzano dalej.

Opis wypadku.

Dnia 23 października 1936 r. usłyszano w łaźni huk i jednocześnie nastąpiło gwał-



Rys.2 (Widok od strony rozbieralni)



Rys.3

towne wydobywanie się pary z górnej części kotła. W łaźni wówczas znajdowało się 12 mężczyzn, a mianowicie 11 kąpiących się, między nimi i palacz, oraz syn zarządzającego łaźnią, który się tam znalazł przypadkowo. Z kąpiących się pięciu było podczas wypadku w basenie, a sześciu w rozbieralni. Podczas wypadkuu syn zarządzającego łaźnią wybiegł z łaźni i nie został poparzony w sposób dotkliwy. Z kąpiących się trzech wyskoczyło z basenu do rozbieralni, dwóch zaś pozostało w basenie. W wyniku wypadku wszyscy 11 kąpiących się zostali poparzeni: dwaj którzy pozosali w basenie odnieśli poparzenie najsłabsze (I stopnia), siedmiu — w pośród nich i palacz — poparzenie ciężkie (II stopnia) dwaj poparzenie bardzo ciężkie (III stopnia). Poparzenie nastąpiło wyłącznie wskutek przebywania poszkodowanych w atmosferze pary, która z początku wypełniła głównie rozbieralnię. Poszkodowani ratując się, wyskakiwali przez okno O2 (rys. 1) bijąc szyby. Na podwórzu przy samej ścianie budynku łaźni,

w pobliżu okna O2 znajduje się dół z wapnem lasowanym. Uszkodzenia poszkodowanych byłyby spotęgowane, gdyby ratując się, wyskakiwali przez okno O1 wpadając do dołu z wapnem.

Stan kotła po wypadku.

Kołpak *k* (rys. 3) wraz z kołnierzem *t* połączonym z kołpakiem przy pomocy pierścieni p1 i p2 i śrub *s* jest oddzielony od górnego dna kotła i leży na nim w ten sposób, iż odkrywa część otworu średn. 330 *mm* w górnym dnie od strony rozbieralni.

Cylilndryczna część kołnierza *t* wysunęła się z cylindrycznej częśći wyoblenia górnego dna. Kołpak uderzył o sklepienie, pod którym się znajdował, a wykonanym w ścianie łączącej obydwie ubikacje i opadł z powrotem na kocioł. Badanie rury średn. 1,5' doprowadzającej parę z kotła do basenu wykazało, iż przed wypadkiem była ona całkowicie zarośnięta kamieniem, w którym przed przybyciem podpisanego z trudem wybito otwór średn. 10 *mm*. Rura ta poniżej poziomu wody w basenie i powyżej miejsca zatkania, posiada ponadto głębokie wyrdzewienia, miejscami dochodzące na wylot, tworząc małe 2 — 3 *mm* otwory.

Wobec zarośnięcia rury kamieniem, doprowadzenie z kotła pary do basenu odbywało się przy pomocy otworów powstałych od wyrdzewień.

Przyczyna wypadku.

Z powyższego opisu wynika, iż najprawdopodobniejszą przyczyną wypadku było przypadkowe zatkanie się małych otworów od wyrdzewień w rurze doprowadzającej parę z kotła do basenu. Spowodowało to wzrost ciśnienia w kotle, które wysadziło kołpak, wysuwając część cylindryczną pierścienia *t* z otworu średn 330 *mm*.

WYPADEK NAGŁEJ ŚMIERCI PALACZA.

W jednym z większych zakładów przemysłowych posiadającym trzy kotłownie: główną, wyposażoną w kotły opłomkowe, oraz dwie rezerwowe, rzadko uruchamiane, wyposażone w kotły dwupłomieniowe,—opalane gazem ziemnym, — miał miejsce następujący wypadek.

Podczas ruchu obu rezerwowych kotłowni, w których były pod parą po dwa kotły, w każdej z nich pełnił służbę jeden palacz egzaminowany. Pewnego dnia palacz ze zmiany popołudniowej został wieczorem zluzowany przez następnego palacza, jednak zdołał dojść tylko do portierni, gdzie dostał krwotoku i wkrótce zmarł.

Gdyby zasłabnięcie palacza nastąpiło parę godzin wcześniej, podczas jego pracy, mogło to pociągnąć za sobą fatalne następstwa. Kotły były zasilane okresowo, gdyż wydajność pomp, stosownie do przepisów, była znacznie wyższa od zużycia wody zasilającej. Mogło więc łatwo zdarzyć się, że zachorowanie palacza miałoby miejsce w chwili postoju pomp. Wobec ciągłego dopływu paliwa, poziom wody obniżałby się i prawdopodobnie w ciągu kilku kwadransów opadłby poniżej szczytu płomienic. O ile w międzyczasie nie nadszedłby starszy palacz z głównej kotłowni, który miał obowiązek obchodzenia obu rezerwowych kotłowni mniej więcej co godzinę, — ale łatwo mogła go zatrzymać jakaś poprawka czy coś podobnego, — to nastąpiłoby uszkodzenie płomienic a może nawet eksplozja kotła.

Nasunęło się więc pytanie, zresztą zupełnie teoretyczne, w związku z możliwością katastrofy, czy stan rzeczy był zgodny z obowiązującymi przepisami? Otóż § 17 Rozporządzenia Ministra Przemysłu i Handlu z dn. 8 listopada 1921 r. mówi tylko o tym, że: „Do bezpośredniej obsługi kotłów mogą być dopuszczeni mężczyźni w wieku nie mniej niż 18 lat, trzeźwi i pewni, którzy umiejętność obsługi kotła wykażą odpowiednim egzaminem i doświadczeniem". Natomiast przepisy nie mówią nic o liczbie palaczy. Zresztą biorąc życiowo dla zabezpieczenia się przed podobnymi wypadkami, trzebaby w każdej kotłowni utrzymywać stale dwóch palaczy na służbie, co nie byłoby możliwe ze względu na koszt. W kotłowniach, w których trzeba donosić lub dowozić paliwo, nie zajdą takie trudności, gdyż z reguły są tam zajęci pomocnicy dostarczający opał do kotłowni. Natomiast w kotłowniach, w których paliwo dopływa samoczynnie do paleniska, a zasilanie wodą jest okresowe, istnieje zawsze możliwość wypadku wskutek nagłego zachorowania palacza, co może stać się katastrofalnym w dalszych następstwach.

We wspomnianym zakładzie urządzono dla zabezpieczenia się przed taką możliwością sygnalizację dzwonkową z kotłowni rezerwowych do głównej. Jeżeli palacze z tych kotłowni potrzebują pomocy, dają umówiony sygnał. Poza tym są oni obowiązani dawać ustalone sygnały dokładnie co pół godziny. Jeżeli nie ma sygnału, jeden z palaczy lub pomocników z głównej kotłowni jest obowiązany natychmiast skontrolować, co zaszło. Okres pół godzinny został dlatego ustalony, gdyż w tym czasie nie jest prawdopodobne, by nawet w

razie n. p. omdlenia palacza, mogło nastąpić uszkodzenie kotłów.

Tego rodzaju nadzór jest oczywiście możliwy tylko w zakładach posiadających kilka kotłowni. W przedsiębiorstwach w których pracuje jedna jedyna kotłownia, a dopływ paliwa jest automatyczny, wskazane jest zarządzenie, by do kotłowni zachodził w odpowiednich odstępach czasu jakiś pracownik lub stróż dla skontrolowania, czy palacz spełnia swą pracę.

W. R.

PRZEGLĄD WYDAWNICTW.

Statistical Year Book of the World Power Conference. Nr. 1. 1933—1934. Pod redakcją Fryderyka Browna. Londyn. Biuro Centralne Wszechświatowej Konferencji Energetycznej, str. 112, form. A. 4. Cena Ł. 1.

Zapoczątkowana w 1924 i zorganizowana następnie jako stała organizacja międzynarodowa, Wszechświatowa Konferencja Energetyczna postawiła sobie za naczelne zadanie ustalenie zasobów energii każdego kraju i przyczynienia się do najlepszego tych zasobów zużytkowania.

W tym celu zbierano systematycznie dane w tej dziedzinie za pośrednictwem członków Konferencji — Narodowych Komitetów Energetycznych, a w państwach, które takich Komitetów nie wyłoniły ze statystycznych publikacyj względnie z wydawnictw Ligi Narodów. W czerwcu 1935 r. Międzynarodowy Komitet Wykonawczy Wszechświatowej Konferencji Energetycznej postanowił wydawać w postaci rocznych zestawień zebrane w ten sposób materiały.

W wykonaniu tej uchwały ukazał się wymieniony w tytule pierwszy rocznik statystyczny Wszechświatowej Konferencji Energietycznej. We wstępie zastrzeżono, że rocznik ten stanowi jeszcze próbę komplilacji statystyki międzynarodowej w zakresie zasobów energii, ich wydobycia i użytkowania, głównie dla użytku tylko wewnętrznego Narodowych Komitetów Energetycznych.

Dla właściwego ugrupowania danych na wspólnej jednolitej platformie porównawczej trudnym a niewdzięcznym zadaniem było ustalenie „międzynarodowej" terminologii i ścisłych definicyj, oraz ujednostajnienie metod inwentaryzacji zasobów energii, zwłaszcza podziemnych. Po zestawieniu szeregu ankiet i opinij Komitetów Narodowych, terminologia i definicje sprecyzowane zostały przez Biuro Centralne i przez Redaktora rocznika.

Statystyka ujęta została w 17 tablicach zawierających dane liczbowe z każdego państwa co do zasobów, produkcji, importu, eksportu i spożycia poszczególnych rodzajów energii w r. 1933 i 1934, ugrupowanych bądź według przeznaczenia bądź według metod produkcji. Dane powyższych tablic zesumowane według części świata, po możliwym wyeliminowaniu niepewnych, ujęte zostały w 15 tablic, jako próba syntezy porównawczej w skali światowej

Stało się to możliwym po sprowadzeniu niejednolitych jednostek miar i wag do miar metrycznych.

Według ważniejszych przyjętych w roczniku definicyj, państwo to teren ograniczony linią celną z włączeniem przynależnych wysp; termin „krajowy" używany w odróżnieniu od „zagraniczny" import i eksport— oznaczają przywóz względnie wywóz przez granice celne lub porty z wyłączeniem reeksportu względnie reimportu. Krajowe spożycie (spożycie i import mniej eksport, zapasy w obrębie kraju, a dla paliwa i bunker) [1]).

Każda tablica zaopatrzona jest w odnośniki, wyjaśniające stopień przybliżenia cyfrowego lub tłomaczące brak danych, oraz w dopiski wyjaśniające źródło pochodzenia danych liczbowych (Komitety Narodowe, Liga Narodów, statystyka państwowa).

Z. S. R. R. dla celów statystycznych dołączony został całkowicie do Europy dla braku podziału danych z tego państwa na Europę i Azję.

Rozpatrywane rodzaje energii ujęte zostały w oddzielnych działach: paliwo stałe, paliwo płynne, paliwo gazowe, siły wodne i elektryczność. Energię wiatru i słońca rocznik świadomie pomija Każdy z działów paliwowych rozpatruje poszczególne ich rodzaje, ujmując w specjalne tablice poprzedzone zastrzeżeniami, wyjaśnieniami, informacjami, definicjami wspomnianymi wyżej syntezami i wnioskami.

Ponieważ czytelników Techniki Cieplnej interesują przede wszystkim paliwa, przeto działowi paliw poświęcić warto więcej uwagi.

P a l i w o s t a ł e. Niestety lata inwentaryzacji zasobów w poszczególnych krajach są bardzo różne i przypadają na lata 1913, 1919 i na każde nieomal z lat powojennych, stąd też dane, nie ujęte na jedną datę nie mogą być zupełnie jednolite, jednak zgruba do porównania się nadają. Z paliw stałych rozpatrywane są: 1) węgiel kamienny, 2) węgiel brunatny i lignit, 3) drzewo i 4) torf; z płynnych: 1) ropa naftowa, 2) benzol, 3) spirytus; z gazowych tylko gaz ziemny (naturalny).

Jak wiadomo dział paliw odgrywa w świecie rolę pierwszorzędną; posiadane zasoby, zwłaszcza ropy i węgla kamiennego stanowią jedną z podstaw polityki gospodarczej, wewnętrznej i zagranicznej w wyścigu państw, rozwiązywanym nawet drogą wojen obronnych i imperialistycznych. Porównanie zatem państw pod tym względem posiada dużą wartość. Poza torfem, którego ujęcie statystyczne jest bardzo fragmentaryczne, inne paliwa opracowane zostały dość wyczerpująco.

W ę g i e l k a m i e n n y. W tablicach węgla kamiennego mało danych tylko z nie eksploatowanych terenów afrykańskich, azjatyckich oraz z Centralnej i Południowej Ameryki. Na pozostałych kontygentach dane są dość pełne. Pierwsze miejsce w świecie co do

[1]) Bunkier to paliwo bądź stałe, bądź płynne, załadowane na okręty w portach danego państwa, na użytek tych okrętów.

zasobów węgla sprawdzonych i prawdopodobnych w mio tn zajmują Chiny (10 112 000), drugie Stany Zjedn. Ameryki Północnej (2 040 640), trzecie — Z. S. R. R. (1 293 900), czwarte Niemcy (341 551), piąte Kanada (272 719), szóste — Unia Połudn.-Afrykańska (213 596), siódme W. Brytania (305 500), ósme — Australia (160 300), dziewiąte Polska (61 781) i t. d. Zaznaczyć tu należy, że powyższe zasoby węglowe Polski ujmują pokłady grubości tylko ponad 1 *m* i na głębokości do 1 000 *m*, podczas gdy inne państwa ujmują pokłady grubości ponad 30 *cm* na głębokości do 1 200 *m*. W takim zasięgu Polska posiada ok. 96 mio tn (według danych zawartych w wydawnictwach Polskiego Komitetu Energetycznego). Zasoby Italii wynoszą zaledwie ok. ½ mio tn. Światowe zasoby węgla dochodzą do 15 000 000 mio tn, z czego 58% posiada Azja, 15% Ameryka i 14% Europa.

Statystyka produkcji [1]) jest prawie kompletnie ujęta w tablicach zestawienia z podziałem na pozycje zapasów (na powierzchni) importu, eksportu, spożycia krajowego.

Najwięcej w świecie w r. 1933 w mio tn wydobyły St. Zjedn. Am. Półn. (342), w Europie — W. Brytania (211), za nią Niemcy (110), Z. S. R. R. (67). Francja (47), Polska (27). W r. 1934 wszędzie produkcja wzrosła, nie wywołując jednak zmiany w powyższej kolejności. Większy skok w zwyż stwierdzić się daje w Japonii. Światowy wzrost produkcji wyniósł 10%, w Europie zaś i w Ameryce po 9%.

Największe spożycie krajowe wykazują St. Zjedn. Am. Półn. Obejmuje ono całkowitą ich produkcję. 2-gie miejsce zajmuje W. Brytania, 3-cie — Niemcy, 4-te — Francja (dzięki importowi 25,2 mio tn); Polska zajmuje miejsce dziewiąte. Dane te stanowią znamienną charakterystykę gospodarki przemysłowej każdego z państw, zwłaszcza w odniesieniu na głowę ludności.

Eksportują najwięcej W. Brytania (21% swej produkcji), za nią Niemcy (24%) i Polska (35%),

W zapasie najwięcej węgla utrzymują St. Zjedn. Am. Półn. (14% swej produkcji), Niemcy — 13%, Japonia 5%. Pozostałe państwa utrzymują nikłe wogóle zapasy. Statystyka nie uwzględnia niestety jakości węgla, choćby w podziale na zasadnicze typy, wobec czego nie można mieć sądu o zasobach kalorycznych w węglu różnych krajów.

W ę g i e l b r u n a t n y i l i g n i t. Wobec braku cech dzielących te dwa paliwa w danych znacznej części statystyk krajowych, są one ujmowane łącznie. Największe złoża posiada Kanada (964 000 mio tn), tuż za nią St. Zjedn. Am. Półn.), po tym Z. S. R. R., Niemcy (85 000). Polska rejestruje 6 500. Złoża światowe zawierają 2 187 800 mio tn, z czego 84% posiada Ameryka Półn. i 15% Europa. Azja i Afryka mało są pod tym względem zbadane. Co do wydobycia rocznik zawiera jedynie fragmentaryczne dane. Jedynie Niemcy wydobywają większe ilości (132 mio tn w 1933 r.), które same spożywają; za nimi idzie Czechosłowacja (15). Produkcję swą z 1933 r. zwiększyły nieco Niemcy i Z. S. R. R. (z 9 do 11,5 mio tn). Wzrost światowy wyniósł 8% Z samego charakteru tego paliwa wynika, że zapasy na powierzchni, oraz eksport i import są bardzo nikłe.

T o r f. Definicja torfu brzmi: jest to masa organicznego pochodzenia, która przeszła proces przemiany. Po zupełnym odwodnieniu torf zawierać ma nie mniej niż 50% masy organicznej. Statystyka tego paliwa jak i samo paliwo traktowane są bardzo pobieżnie. Trochę danych dostarczyły państwa europejskie i St. Zjedn. A. P. W rachubę brane są pokłady grubości ponad 50 *cm* w bagnie, przeliczone na zawartość wilgoci 25%. Na pierwsze miejsce co do zasobów wysuwa się Z. S. R. R. (72 300 mio tn), a za nim przeskok do 13 380 mio tn w St. Zj. A. P. i Niemczech (10 000). Polska notuje 5 500 mio tn. Statystyka produkcji jest jeszcze uboższa.

D r e w n o stanowi stosunkowo łatwo obliczalne źródło energii, jako znajdujące się na powierzchni ziemi. Trudność polega na ujednostajnieniu współczynników przejściowych do drewna, jako paliwa z obszaru zalesienia, średniego przyrostu drzewostanu i wyrębu. Przyjęta została definicja, że las jest to teren pokryty drzewami, rosnącymi z przeznaczeniem na cele przemysłu, handlu i gospodarstwa domowego, przy czym zalesienie może być naturalne lub sztuczne.

Wyrąb roczny to ilość otrzymanego surowca drzewnego w postaci: a) pni, kołków, żerdzi, kopalniaków i t. p., b) z przeznaczeniem bezpośrednio tylko na paliwo w postaci wierzchołków, pieńków, trocin, kory, obrzynków lub węgla drzewnego, c) belek, desek, gontów, klepek, podkładów i innych materiałów z obróbki tartacznej lub ręcznej, d) odpadków drzewnych, jako surowca np. na papier i t. p. Statystyczne dane zasobów odniesione do różnych lat w poszczególnych krajach (1923, 1927, 1928 — 1935), obejmują na tle obszaru kraju w mio ha tereny zalesione oraz stopień zalesienia jako stosunek procentowy terenów leśnych do obszaru państwa.

Co do obszarów leśnych pierwsze miejsce w świecie zajmuje Z. S. R. R. (634 mio ha), drugie Kanada (290), trzecie St. Zjedn. A. P. (243), czwarte Argentyna (już tylko 75). Polska (8,3) zajmuje 15-te miejsce w świecie a 6-te w Europie. Natomiast pod względem zalesienia kraju 1-sze miejsce w świecie przypada Bryt. Guyanie (87%), w Europie — Finlandii (58%). Polska zajmuje 12-te miejsce (21%), bliskie do Szwajcarii (24%) i Norwegii (25%). Obraz użytkowania lasów odtwarza tablica produkcji w postaci rocznego wyrębu lasu w zestawieniu z importem, eksportem i ogólnym spożyciem drewna, z podziałem według przeznaczenia — na opał oraz na inne cele.

Wobec trudności statystycznego ujęcia zalesienia w krajach pierwotnych, np. w głębi Afryki, Brazylii tablice uwzględniają dane prawie wyłącznie z Europy, Ameryki Północnej i Australii. W takim zestawieniu najwięcej lasów posiada Europa (741 mio ha, przy zalesieniu 30% powierzchni), poniżej Ameryka Północna (560 mio ha, przy zalesieniu 31%). Najgęściej zalesiona jest Azja (33%, na obszarze 125 mio ha). Świat cały posiada zgruba 1625 mio ha lasów, zajmujących 29% powierzchni lądu. Drewna z wyrębu rocznego przypada na ha obszaru leśnego na paliwo i inne cele w Niemczech 4,01 m^3, po nich w Polsce 3,14 m^3 w całej Europie

---

[1]) Krajowa produkcja oznacza całkowite wydobycie węgla, mniej błoto i inne odpadki w płuczkach, plus wzrost wagi przybranej w płuczce wody, nie licząc strat od operacyj w kopalni lub na powierzchni.

ez ZSRR. — 2,28 m^3. Drewna użytkowego wyrabia Europa 39% (reszta idzie na opał), Ameryka Półn. — 48%. Cyfry te wskazują na wyższy od przeciętnego stan uprawy leśnej w Polsce, oraz na umiejętność lepszego zużytkowania drewna w Ameryce Półn. niż w Europie. Najwięcej lasu rąbią St. Zjed. Am. P. (481 mio m^3), po nich Z. S. R. R. (191) i Japonia (74). Polska zajmuje w świecie 8-me miejsce (26). Importuje najwięcej W. Brytania (19) i francuskie Marokko (16), dalej St. Zjed. A. P. (13), Niemcy (7) i pozostałe państwa przeważnie poniżej 1 mio m^3. Eksportują najwięcej St. Zjed. A. P. (24 mio m^3 — lecz netto 11), po nich Z. S. R. R. (15). Polska zajmuje 5-te miejsce w świecie (3,5). Spożywają najwięcej St Zjed. A. P. (470), po nich Z. S. R. R. (176), Japonia (79) i Niemcy (57). Polska zajmuje tu miejsce 8-me (22,5).

WSPOMNIENIE POŚMIERTNE.

S. P. Inżynier Bolesław Junosza Humięcki.

Dnia 24 lutego 1937 roku po długiej i ciężkiej chorobie zmarł w Warszawie ś. p. Inżynier Bolesław Junosza Humięcki, Instruktor opałowy Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.



Ś. P. Bolesław Junosza Humięcki urodził się 28 stycznia 1879 roku w Płocku. Uczęszczał do gimnazjum w Płocku, a następnie do Technikum w Mittwejdzie, gdzie ukończył wydział inżynierów mechaników w 1905 roku.

Podczas studiów brał czynny udział w życiu koleżeńskim i był Prezesem Polskiej Korporacji Studenckiej „Vistula".

Jako Inżynier zaangażowany został do Huty Żelaznej „Częstochowa", gdzie przez dwanaście lat był kierownikiem całkowitej gospodarki cieplnej i remontów, przejściowo też przeprowadzał instalacje w kopalniach tejże huty.

W 1923 roku wstąpił do Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie w charakterze inżyniera instruktora opałowego. Na tym stanowisku pozostawał aż do zgonu.

Wiedzę swą, nabytą na studiach zagranicą, a następnie podczas wieloletniej pracy w Hucie „Częstochowa" w dziedzinie opalania i ruchu kotłów, Zmarły starał się przekazywać obsługującym kotły parowe Kursy dla palaczy i dozorców kotłowych miały ustaloną doskonałą opinię wśród stowarzyszonych. Rok rocznie zmarły przeprowadzał liczne kursy na terenie Stowarzyszenia w ośrodkach przemysłowych i zrzeszeniach rolniczych ku ogólnemu zadowoleniu zainteresowanych w tej sprawie. Z kursami teoretycznymi połączone było przeszkolenie praktyczne słuchaczy.

W 1928 roku Zmarły napisał broszurę pod tytułem „Zasady opalania kotłów parowych węglem", która wydana została przez Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie i doczekała się drugiego nakładu.

Ażeby ułatwić palaczom szczegółowe zaznajomienie się ze swoimi wykładami, Zmarły ułożył „Podręcznik dla obsługujących kotły parowe", którego nie zdążył już wydać; prawdopodobnie będzie on wydany w najbliższym czasie.

Ś. P. Bolesław Junosza Humięcki odznaczał się wielką uczynnością i pracowitością, to też cieszył się zasłużoną sympatją wśród kolegów i uznaniem Władz Stowarzyszenia.

Pozostawił po sobie dobrą pamięć i głęboki żal w sercach tych wszystkich, z którymi się bliżej stykał podczas swego pracowitego żywota.

Cześć Jego pamięci!

Inż. W. S.